

В.Н. Анализ статического и ударного деформирования керамического контейнера для радиоактивных отходов // Вісник Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут». – 2010. – № 37. – С. 136-142. 4. Лавинский Д.В., Морачковский О.К., Саенко С.Ю. Анализ прочности керамического контейнера для хранения радиоактивных отходов. // Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка. – 2010. – Вип. 101. – С.286-290.

*Поступила в редколлегию 10.11.10*

УДК 621.822.8

**Э.А.СИМСОН**, д-р техн. наук, проф. НТУ «ХПИ», директор по науке и инновациям АО «УПЭК», Харьков;

**В.В.ОВЧАРЕНКО**, канд. техн. наук, руководитель группы инженерных расчетов АО «УПЭК», Харьков;

**Ю.А.ШЕВЧУК**, асп., НТУ «ХПИ»

## **ПОИСК КРИТЕРИЯ ОПТИМИЗАЦИИ ТОРЦЕВОЙ ПОВЕРХНОСТИ РОЛИКА И ВНУТРЕННЕЙ ПОВЕРХНОСТИ БОРТОВ КОЛЕЦ ПОДШИПНИКА КАЧЕНИЯ**

Запропоновано критерій оптимізації торцевої поверхні ролика та відповідних поверхонь бортів килець. Встановлено, що критерій може бути обраний на основі аналізу енергії, що витрачається на тертя в зоні контакту: чим менше енергія, що витрачається на тертя, тим менше спрацювання та, відповідно, вище ресурс.

Criterion for the front surface of the roller and the response surfaces of the rings sides optimization has been proposed. Established that the criterion can be chosen based on the friction loss energy analysis in the contact zone: the lower the energy spent on friction, the less the wear and therefore higher the resource.

**Введение.** Постоянно увеличивающиеся требования к грузоподъемности, ресурсу, межремонтному пробегу и другим критериям технического уровня и качества подшипниковых узлов железнодорожного вагонного состава, диктуют необходимость широкого применения теории и численных методов оптимизации. Большинство описанных в литературе постановок задач оптимизации связано с проблемой предельного снижения веса или его аналогов при обеспечении статической прочности. Реже в качестве критерия используются функционалы прочности и жесткости, собственные частоты, критические параметры устойчивости, характеристики флаттера и дивергенции, комплексные характеристики стоимости и надежности.

**Анализ литературы.** Исследователями ВНИПП проведен ряд работ, направленных на увеличение ресурса снижением трения в зонах торцевого контакта. Оценка проводится комплексно по составу смазочного материала, толщине пленки, критической вязкости смазочной среды, доле проскальзывания в

контакте и другим критериям контактно-гидродинамической теории смазки. Исследуются характеристики, определяющие тепловыделение в контакте, вероятность схватывания и заедания. Расчет проводится с использованием эмпирических формул и таблиц. Критерии оптимизации задаются косвенно. Оптимальная геометрия находится вариантным методом.

В статье Шавшишвили А.Д. [1] предложена методика оценки работы цилиндрических роликовых подшипников, эксплуатируемых при воздействии на них боковых горизонтальных нагрузок, используемая для определения рациональной формы очертания поверхностей торцов роликов и бортов колец подшипников. Рассмотрены четыре исходных схемы контакта: конусный борт – конусный торец, конусный борт – сферический торец, конусный борт – плоский торец, который имеет на периферийной части скругление в форме торового пояса, плоский борт – плоский торец. Установлено, что оптимальным с точки зрения минимизации контактных напряжений и максимизации критических температур является контакт конусный борт – конусный торец, однако в силу ряда факторов для промышленного применения рекомендована схема с конусным бортом и плоским торцом ролика, имеющим на периферийной части скругление, причем точка их касания находится вблизи места сопряжения плоской и криволинейной частей поверхности торца.

Экспериментальные исследования осязаны в работе Фелькенинга В. и Хойбергера Х. [2]. Исследуется способность подшипников переносить осевые силы, описывается эмпирический поиск наилучшего профиля торцевой поверхности ролика, приводятся контактные профили изношенных тел качения. Установлено, что профиль конечной формы должен как можно меньше отличаться от профиля износа. Изначально плоские торцевая поверхность ролика и поверхность борта под действием осевых сил изнашиваются, переходя в изгибы с постоянным радиусом (скругления торца и ролика достаточно малы, их практически невозможно заметить без специальных приборов). Наличие же изгибов в исходной конфигурации ведет к значительному уменьшению износа.

**Нахождение критерия оптимизации.** При оптимальном профилировании поверхностей качения подшипника с короткими цилиндрическими роликами в качестве критерия оптимизации используется минимизация максимальных контактных напряжений, возникающих между боковой поверхностью ролика и поверхностью качения колец под действием непрерывной вертикальной нагрузки [3]. Минимизация же напряжений, появляющихся периодически под действием боковой горизонтальной силы в контакте торцевой поверхности ролика и внутренних поверхностей бортов колец, является нецелесообразной – сопутствующим результатом будет максимизация зоны контакта, нежелательная при наличии трения скольжения.

В ходе исследования установлено, что критерий может быть выбран на основе анализа энергии, затрачиваемой на трение в зоне контакта: чем меньше энергия, затрачиваемая на трение в системе, тем меньше износ и, соответственно, выше ресурс узла. Энергия, затрачиваемая на трение, равна работе сил

трения:

$$E_{Tp} = A_{Tp}. \quad (1)$$

Для недеформируемого твердого тела работа  $A_{Tp}$  равна произведению силы трения на путь:

$$A_{Tp} = F_{Tp}L. \quad (2)$$

В случае трения компланарных плоских поверхностей при возвратно-поступательном движении, сила трения вычисляется как произведение силы, действующей на тело в направлении нормальном к поверхности скольжения, на коэффициент трения:

$$F_{Tp} = fF_{Норм}. \quad (3)$$

Соответственно, интенсивность силы трения в точке контакта равна произведению контактного давления на коэффициент трения:

$$F^{iTp} = f\sigma_{конт} \quad (4)$$

Интенсивность работы силы трения в точке контакта равна интегралу от интенсивности силы трения по пути трения:

$$A^{iTp} = \int F^{iTp} dL = f \int \sigma_{конт} dL. \quad (5)$$

В качестве критерия для оптимизации используется интеграл интенсивности работы силы трения по высоте внутренней поверхности борта кольца.

$$G = \int A^{iTp} dh.$$

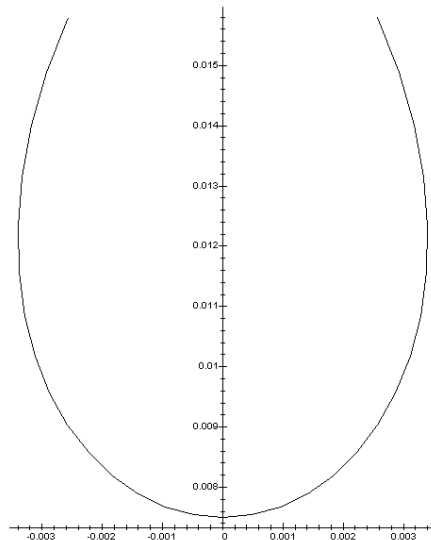


Рисунок 1 – Расчетный путь трения точки борта кольца

Несложно заметить, что для отыскания интенсивности работы силы трения необходимо заранее определить напряжения в зоне контакта и пути тре-

ния, которые проходят по ролику точки ответных поверхностей бортов колец. Учитывая, что при оптимальном проектировании узла вычисление контактных напряжений должно проводиться десятки и даже сотни раз (по одному для каждого конструктивного варианта) нахождение их осуществляется расчетно.

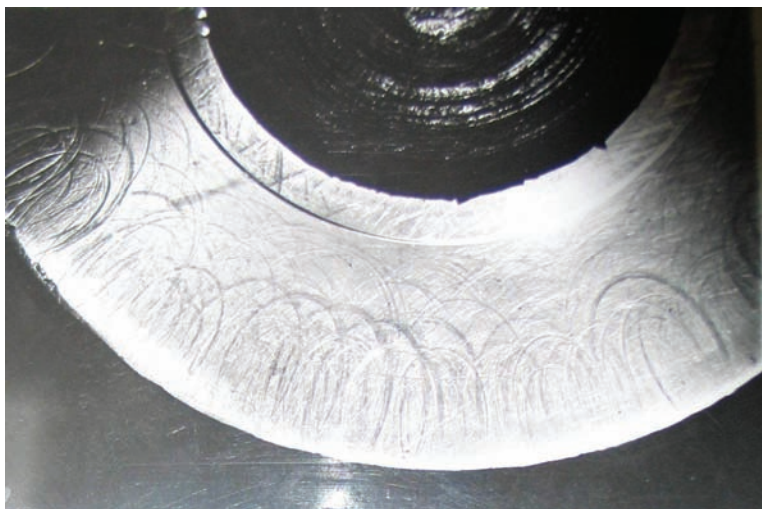


Рисунок 2 – Путь трения точки борта кольца, полученный эмпирически

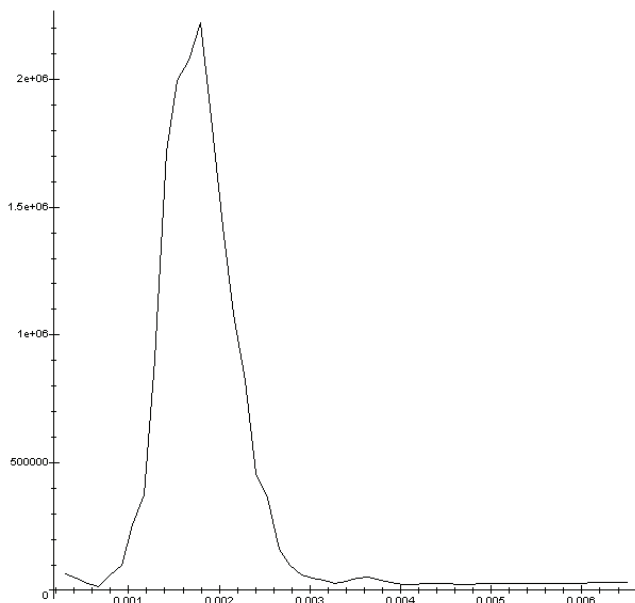


Рисунок 3 – Распределение интенсивности работы сил трения

Путь точки трения в силу малости предполагаемых вариаций геометрии определяется только один раз для каждой принципиальной схемы исполнения, расчетно либо эмпирически. На рис. 1 приведена расчетная траектория точки, на рис. 2 – полученная эмпирически.

На рис. 3 приведено распределение интенсивности работы сил трения по высоте внутренней поверхности бортов колец для исходной геометрии узла.

**Выводы.** Решена задача поиска критерия оптимизации торцевой поверхности ролика и внутренней поверхности бортов колец подшипника качения. В качестве критерия предложен интеграл интенсивности работы силы трения по высоте внутренней поверхности борта кольца. Изучены пути трения по ролику точки ответных поверхностей бортов колец и распределение интенсивности работы сил трения по высоте внутренних поверхностей бортов колец.

**Список литературы:** 1. *Шавишвили А.Д.*, Работа цилиндрических роликовых подшипников в контакте торец ролика – борт кольца // Труды ВНИПП. – 1982. – № 2. – С. 91-97. 2. *Фелькенинг В., Хойбергер Х.*, Цилиндрические роликоподшипники для высокоскоростного железнодорожного транспорта // FAG, публикация 07 121. – 1972. 3. *Симсон Э.А., Шевчук Ю.А.*, Моделирование поверхностей качения буксового подшипника // Труды 18-ой международной научно-технической конференции «Прикладные задачи математики и механики». – 2010. – 4. SKF, General Catalog 4000, 2004.

*Поступила в редколлегию 08.11.2010*

УДК 621.01

**С.А.СОКОЛОВСКИЙ**, проректор, Академия внутренних войск МВД Украины, Харьков;

**Е.Н.ГРИНЧЕНКО**, канд. техн. наук, зам. нач. каф., Академия внутренних войск МВД Украины, Харьков;

**Н.И.МИСЮРА**, канд. техн. наук, зам. нач. каф., Академия внутренних войск МВД Украины, Харьков;

**Д.Л.СОКОЛОВ**, канд. техн. наук, доцент, Академия внутренних войск МВД Украины, Харьков

## **СРАВНЕНИЕ ВИБРОЗАЩИТНЫХ СВОЙСТВ МЕХАНИЧЕСКИХ СИСТЕМ С ПРОЩЕЛКИВАНИЕМ ПРИ ИСПОЛЬЗОВАНИИ НА ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВАХ**

Проведений порівняльний аналіз віброзахисних якостей і властивостей механічних систем з прокладуванням з лінійною або нелінійною характеристикою несучого зв'язку при використанні їх як додатковий віброізолятор, встановлюваний на транспортний засіб для захисту небезпечного вантажу. Показано, що системам з лінійною характеристикою несучого зв'язку слід надавати перевагу у використанні з погляду забезпечення якіснішої віброізоляції небезпечного вантажу.